Technical Note

Public Works Canada / Travaux publics Canada

Solar Programs Office (613) 996-9817

No. 17: July, 1983

The Effects of Unbalanced Flow on the Thermal Performance of Collector Arrays

1. SYNOPSIS

This technical note details a mathematical model that was developed to examine the effects of a flow imbalance on the total solar energy gain of a collector array. The model allows for variation in collector geometry, array geometry, collector flow rate and collector inlet temperature, as well as fluctuations in ambient temperature and incident solar radiation.

Results indicate a relatively minor penalty for an unbalanced system, provided none of the rows in the array stagnate.

2. INTRODUCTION

Large collector configurations are typically designed to maximize energy collection and minimize parasitic losses associated with pumping power. To reduce pumping power, collectors are joined so that the vertical riser tubes of all the collectors in any given row form a parallel flow path. The individual rows of collectors are then connected in parallel by means of an external header. If the flow rate in each of the riser tubes is not equal then the parts of the collector with low flow rates will have a lower rate of heat collection.

A great deal of time and effort is spent by designers trying to attain a flow balance in each of the collector rows and within each collector. Several methods of balancing flow have been tried with varying degrees of success.

i) Direct flow measurement: A portable flow meter can be inserted into each row of collectors and a flow balance attained by opening and closing the balancing valves. This method is very expensive and requires a modification of the solar system to accommodate the flow meters.

ii) Temperature balance: The temperature rise across each row of collectors is balanced. The relatively small temperature rise across a row of collectors severely limits the accuracy of such a method of balancing system flow.

iii) Pressure balance: The pressure drop across each row of collectors is determined using a device that measures pressure difference. Typically, the pressure drop is so low that it is extremely difficult to measure.

All the above methods depend to some extent on having an equal number of collectors in each row. However, roof obstructions do not always allow the designer to arrange the system in this way.

This paper will examine the effect on system thermal performance if the flow within each row of collectors is not balanced. An iterative approach is used to calculate the energy collected in each collector row for various flow distributions. By summing the energy collected in each row the total energy collected by the system can be assessed.

3. INVESTIGATION

Three studies were performed with the thermodynamic model outlined in Appendix 1:

i) the sensitivity of Qu to variation in mass flow rate;

ii) the effect of choked flow on array efficiency in (n-1) rows;

iii) the effect of unbalanced flow on array efficiency, as predicted by a Hardy Cross simulation.

4. ANALYSIS AND RESULTS

4.1 Sensitivity of Qu to Variation in Mass Flow Rate

The useful energy gain (Qu) is a function of the mass flow rate, m, of the working fluid. It is evident from (6) that as $\dot{m}$ approaches zero, the heat removal factor (F_R) will likewise approach zero. This in turn will make Qu approach zero. The physical interpretation of the situation is that no useful energy is being collected and that the collector is stagnating. Low mass flow rates also decrease the heat transfer coefficient hfi, which also affects F_R. The radiation, I, that falls on the collector absorber plate must then be dissipated to the environment through the temperature gradient (Tp-Ta) as shown in (8a).

As the mass flow rate increases, the F_R term will approach a limiting value, less than 1. This value is dependent on the working fluid heat capacity and collector plate geometry. Qu will approach $F_R\tau\alpha.I$ when the inlet fluid temperature and plate temperature are close to the ambient temperature. Increasing flow rates much beyond the recommended level can result in flow blockages or cavitation due to the increased turbulence.

Results are shown in Figure 1. As expected, low mass flow rates generated low useful energy gains. A flow rate of 0.0015 kg/(s.m^2) (10% of the recommended mass flow rate) reduced the useful energy gain by approximately 40%. Mass flow rates greater than the recommended value provided only marginal increases in the useful energy gains.

The effect of mass flow rate on Qu, F_R and F_RUL for flows between 0.0015 and 0.015 kg/(s.m^2) was examined in finer detail. The relationship between F_R and F_RUL and mass flow rate m, is shown in Figures 2 and 3. A similar table can be generated for any flat plate collector of known geometry. It can then be used as a design tool by the engineer for selection and optimization of equipment for a solar system.

4.2 The Effect of Reduced Flow in (n-1) Rows on Array Efficiency

A scenerio was examined in which the mass flow in (n-1) rows was reduced while the nth row received the remaining flow that would have gone through the whole array had it been balanced. The reduced flow was varied from 0.0015 kg/(m^2.s) to 0.0075 kg/(m^2.s). In the most unbalanced five row case, four rows received 0.0015 kg/(m^2.s) while the fifth row received 0.069 kg/(m^2.s). In the balanced situation, each row received 0.015 kg/(m^2.s). See Table 1.

Regardless of the flow rate in the collector, boiling of the heat transfer fluid is a potential problem under certain conditions of temperature and pressure. This problem has been ignored for the purposes of this paper.

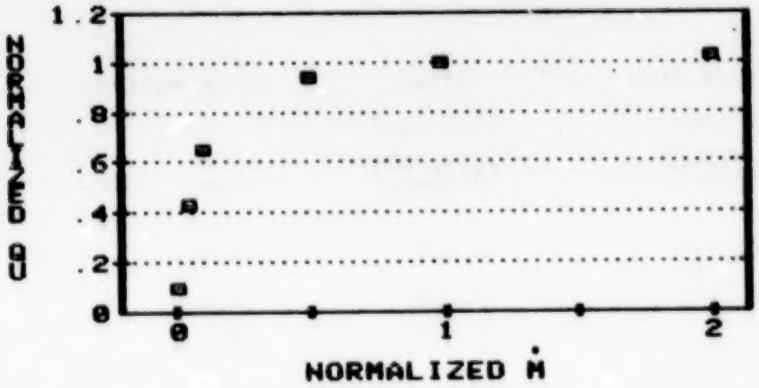

FIG. 1. MASS FLOW VS. ENERGY COLLECTED

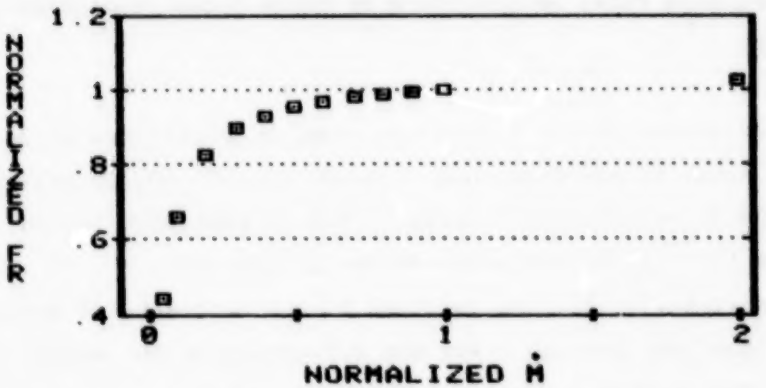

FIG. 2. MASS FLOW VS. FR

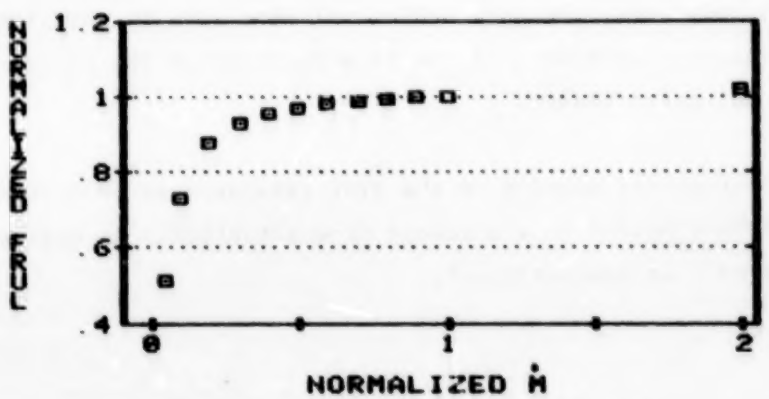

FIG 3. MASS FLOW VS. FRUL

Choked Flow (4 rows) kg/(s m^2)	Flows (5th row) kg/(s m^2)	Qu Normalized
0.0015	0.069	0.724
0.0075	0.045	0.966
0.015	0.015	1.000

Table 1: Effect of Choked Flow on Array Performance in (n-1) Rows

4.3 The Effect of Unbalanced Flow, as predicted by Hardy Cross Simulation on Array Efficiency

Four arrays were examined. Array #1 had two rows, 10 collectors in one row and 20 in the other. Array #2 had five rows with 10, 20, 30, 40, 50 collectors in rows 1, 2, 3, 4 and 5 respectively. Array #3 had 10 rows with 10, 20 ... 100 collectors in rows 1, 2 ... 10 and array #4 had 20 rows with 10, 20 ... 200 collectors in rows 1, 2 ... 20. As outlined in the mathematical model, it was assumed that the head loss through a row was a function of the number of collectors in the row and the square of the mass flow rate. This assumption tends to predict a greater imbalance in the rows than would be expected. Since the major component of head loss occurs in the risers and the fluid passes through each riser only once, the only additional head loss in any given collector by placing n collectors in a row is a function of the increased flow going through the collector header.

Table 2 shows the normalized results of the flow imbalance as predicted by the Hardy Cross algorithm compared to a balanced flow situation. As suggested earlier, the difference is insignificant.

Array #	# Rows	Normalized Qu
1	2	0.995
2	5	0.987
3	10	0.984
4	20	0.980

Table 2: Effect of Unbalanced Flow on Array Performance as Predicted by Hardy Cross Method

5. CONCLUSION

Flow imbalances have only a marginal effect on the total energy collected by the solar array, provided that the flow rate in the collector riser tubes is 35% or more of the recommended flow rate. A solar array designed with reasonable care with reverse-return flow, with no blocked flow paths, and with a pressure drop across the riser at least ten times greater than the pressure drop across the headers, will be adequately balanced for most flat plate solar applications.

Not all solar configurations are symmetrically designed and sometimes the number of collectors per row will vary. Variable row length does not significantly affect the flow balance or the overall energy collected by the solar array.

These theoretical studies have indicated that a flow balance in the parallel paths of a solar array is not of paramount importance for efficient energy collection.

6. REFERENCES

1 Dunkle, R.V. and Davey, E.T., "Flow Distribution in Absorber Banks," Paper presented at Melbourne International Solar Energy Society Conference (1970).

2 Agarwal, V.K. and Larson, D.C., "Calculation of the Top Loss Coefficient of a Flat-plate Collector," Solar Energy, Vol. 27, No. 1, 1981, pp. 69-71.

3 Duffie, J.A. and Beckman, W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, New York, 1980.

4 Streeter, V.L. and Wylie, E.B., Fluid Mechanics - Sixth Edition, McGraw-Hill Inc., Toronto, 1975.

5 Culham, J.R. and Sauer, P., "The Effects of Unbalanced Flow on the Thermal Performance of Collector Arrays." Proceedings of the ASME Solar Energy Division Fifth Annual Conference - Orlando, Flordia, April 18-23, 1983.

APPENDIX 1

The thermodynamic model outlined below is sequentially developed from first principles. A value for the energy collected per unit area of collector (Qu) is derived, based on the collector and the array geometry as well as the mass flow rate of the working fluid. The algorithm is divided into eight steps, which can be iterated to achieve convergence.

1. Assume a plate temperature, Tp, and define other array parameters.
2. Determine collector heat loss coefficient, UL.
3. Determine the fin efficiency, F.
4. Determine the collector efficiency factor, F'.
5. Determine the collector heat removal factor, F_R.
6. Determine the energy collected per unit area of collector, Qu.
7. Calculate collector plate temperature, Tp.
8. Reiterate steps (1-7) if Tp, step 7, does not equal Tp, step 1.

The model assumes that rows of collectors are joined by internal headers and that the working fluid rises from the inlet header to the outlet header through vertical riser tubes.

A study by Dunkle and Davey indicates that under flow conditions experienced in water heating applications, the flow in the collector riser tubes is laminar (1). Since this technical note investigates a range of low mass flow rates, similar to those investigated by Dunkle and Davey, the heat transfer equations used are for laminar flow conditions.

Step 1: Assume a Plate Temperature

The algorithm uses the plate temperature (Tp) as its test for convergence. It appears in the equations for the heat loss coefficient (UL), which in turn has a direct bearing on several other formulations.

Step 2: Determine Collector Heat Loss Coefficient, UL

The major component of UL is the top loss coefficient (Ut). Agarwal and Larson have developed a formula for deriving Ut for collector slopes ranging from 0° to 90° (2).

$$Ut = \left[\frac{N}{\frac{(C)}{(Tp)}\left(\frac{Tp - Ta}{N + f}\right)^{0.33}} + \frac{1}{hw} \right]^{-1} + \frac{\sigma (Tp + Ta)(Tp^2 + Ta^2)}{\left(\varepsilon p + 0.05N (1-\varepsilon p)\right)^{-1} + \left[\frac{2N + f - 1}{\varepsilon g}\right] - N} \qquad (1)$$

$$f = (1-0.04hw+0.005hw^2)(1+0.091N) \qquad (1a)$$

$$C = 250\ 1-0.0044(S-90) \qquad (1b)$$

where hw = convective heat transfer coefficient due to wind, $W/(m^2.°C)$

N = number of transparent glass covers

S = collector slope

Tp = plate temperature, K

Ta = ambient temperature, K

εp = plate emissivity

εg = glass emissivity

σ = Stephan-Boltzmann constant

Most of the parameters in equation (1) may be treated as constants for a given collector. The plate temperature Tp must be assumed for a first iteration.

The back loss coefficient (Ub) and edge loss coefficient (Ue) may be calculated from the collector array geometry (3).

$$Ub = k/Lb \qquad (2a)$$

$$Ue = \frac{(k/Le)-Pc-Ct}{AA} \qquad (2b)$$

where k = insulation thermal conductivity, W/(m.°C)
Lb = thickness of back insulation, m
Le = thickness of edge insulation, m
UL = Ut + Ub + Ue (3)
Pc = perimeter of collector, m
Ct = thickness of collector, m
AA = area of collector, m^2

The collector heat loss coefficient is the summation of the three components.

The edge loss is a function of the proximity of the collectors within the row. If the collectors are fitted tightly together, Pc should be the total outside perimeter of the array. If there is space between the collectors, Pc should be the sum of the individual collector perimeters.

Step 3: Determine the Fin Efficiency, F

The fin efficiency F may be calculated as follows:

$$F = \frac{\tanh\left[\dot{m}(W-D)/2\right]}{\dot{m}(W-D)/2} \qquad (4)$$

$$\dot{m} = \frac{UL}{k\delta} \qquad (4a)$$

where k = plate thermal conductivity, W/(m.°C)
δ = plate thickness, m
W = tube spacing, m
D = inside tube diameter, m

Step 4: Determine the Collector Efficiency Factor, F'

The collector efficiency factor F' is:

$$F' = \frac{1/UL}{W\left(\frac{1}{UL\ (D + (W-D)\ F)} + \frac{1}{Cb} + \frac{1}{Di.hfi}\right)} \qquad (5)$$

where Cb = bond conductance, W/(m.°C)

Di = inside tube diameter, m

hfi = heat transfer coefficient inside tubes, W/(m^2.°C)

The heat transfer coefficient hf is based on fully developed laminar flow. Typically this value is between 500 and 1000 W/(m^2.°C) at the recommended flow rate.

Step 5: Determine the Collector Heat Removal Factor, Factor, F_R

The collector heat removal factor F_R may then be calculated as:

$$F_R = \frac{\dot{m}Cp}{AcUL}\left(1-e^{-(AcULF'/mCp)}\right) \qquad (6)$$

where $\dot{m}$ = mass flow rate per collector, kg/s

Cp = specific heat of collector fluid, J/(kg.°C)

Ac = area per collector, m^2

Step 6: Determine the Energy Collected per Unit Area of Collectors, Qu

The useful energy collected per square metre of collector in one row with the given mass flow rate is:

$$Qu = \frac{qu}{Ac} = F_R\left(\tau\alpha I - UL\ (Ti-Ta)\right) \qquad (7)$$

where qu = useful energy collected, MJ

I = hourly radiation on the plane of the collector, MJ/m^2

Ti = inlet temperature to the collector, °C

Step 7: Calculate the Plate Temperature, Tp

Once the useful energy gain is obtained, the plate temperature assumption can be checked by examining the energy balance of the plate:

$$I\tau\alpha = Qu + UL\,(Tp-Ta) \qquad (8a)$$

The terms may be rearranged to solve for Tp:

$$Tp = Ta + \frac{(I\tau\alpha - Qu)}{UL} \qquad (8b)$$

This analysis is repeated for each flow rate desired. The useful energy derived from a collector array Qt is calculated as the area weighted summation of useful energy derived from each row.

$$Qt = \Sigma Ari.Qui \qquad (10)$$

where

Qt = useful energy collected per array, MJ
Ari = collector area of the ith row, m^2
Qui = useful energy collected per square meter in the ith row, MJ/m^2

The head loss in a collector array can be calculated as follows:

$$hL = \Sigma Ni.K.\dot{m}i^2$$

where

hL = head loss, m
N = number of collectors per row
K = head loss constant, $(s^2.m)/kg^2$.
$\dot{m}$ = mass flow rate per row

The constant K was calculated from given data:

$$K = KK/\dot{m}^2$$

KK = pressure loss at known mass flow rate ($\dot{m}$), m

The mass flow rate per row ($\dot{m}$) can be determined by using a Hardy Cross routine (4) for the particular array layout.

Guide technique

Travaux publics Canada | Public Works Canada

Bureau des programmes solaires (613) 996-9817

N° 17: juillet, 1983

Effets d'un déséquilibre des débits sur le rendement thermique d'un groupe de capteurs

1. SYNOPSIS

Cette guide technique décrit un modèle mathématique qui a été mis au point pour étudier les effets d'un déséquilibre des débits sur le gain total d'énergie solaire d'un groupe de capteurs. Le modèle admet des variations dans la géométrie des capteurs et du groupe de capteurs, dans les débits et dans la température à l'entrée des capteurs, ainsi que des fluctuations de la température ambiante et du rayonnement solaire incident.

Les résultats indiquent une perte de rendement relativement minime pour un système déséquilibré, dans le mesure où le caloporteur ne stagne pas dans aucune des rangées de capteurs.

2. INTRODUCTION

Les gros groupes de capteurs sont en général conçus pour capter un maximum d'énergie avec un minimum de pertes parasitiques associées à l'énergie de pompage. Pour réduire l'énergie de pompage, on relie les capteurs de façon que les tubes verticaux de tous les capteurs d'une rangée donnée répartissent le caloporteur en écoulements parallèles. Les rangées de capteurs sont ensuite reliées en parallèle au moyen d'un répartituer extérieur. Si les débits dans les tubes verticaux ne sont pas égaux, cela signifie que les zones de faible débit captent moins de chaleur par unité de temps.

Beaucoup de temps et d'efforts sont consacrés par les concepteurs pour obtenir des débits équilibrés dans chaque rangée de capteurs et dans chaque capteur. Plusieurs méthodes d'équilibrage des débits ont été essayées avec plus ou moins de succès.

i) Mesure directe des débits: On insère un débitmètre portatif dans chaque rangée de capteurs et on équilibre le débit en ouvrant ou fermant les robinets d'équilibrage. Cette méthode est très coûteuse et nécessite une modification du système solaire pour que ce dernier puisse recevoir les débitmètres.

ii) Équilibre des températures: L'augmentation de température dans chaque rangée de capteurs est équilibrée. L'augmentation de température relativement faible dans une rangée de capteurs limite considérablement la précision d'une telle méthode d'équilibrage des débits du système.

iii) Équilibre des pressions: La chute de pression dans chaque rangée de capteurs est déterminée à l'aide d'un dispositif qui mesure les différences de pression. Normalement, la chute de pression est si faible qu'elle est extrêmement difficile à mesurer.

Toutes les méthodes susmentionnées supposent que les rangées comportent chacune un nombre plus ou moins égal de capteurs. Cependant, l'architecture du toit ne permet pas toujours au concepteur d'aménager le système de cette façon.

La présente communication examine l'effet, sur le rendement thermique d'un système, d'un déséquilibre des débits dans chaque rangée de capteurs. On utilise une méthode itérative pour calculer l'énergie captée dans chaque rangée de capteurs pour différentes répartitions des débits. En sommant les énergies captées dans chaque rangée, on peut évaluer l'énergie totale recueillie par le système.

3. ÉTUDE

Trois aspects ont été étudiés a l'aide du modèle thermodynamique (voir l'appendice):

i) la sensibilité de Qu à des variations du débit massique;

ii) l'effet d'un écoulement réduit dans (n-1) rangées sur le rendement d'un groupe de n capteurs;

iii) l'effet de débits déséquilibrés sur le rendement d'un groupe de capteurs, tel que prévu par une simulation Hardy Cross.

4. ANALYSE ET RÉSULTATS

4.1 Sensibilité de Qu à des variations du débit massique

Le gain énergétique utile (Qu) est une fonction du débit massique m du fluide caloporteur. Il est évident d'après (6) que, lorsque m tend vers zéro, le facteur de dissipation thermique (F_R) tendra également vers zéro. Ainsi, Qu tendra aussi vers zéro. L'interprétation physique de la situation est qu'aucune énergie utile n'est captée et que le capteur stagne. Un faible débit massique se traduit également par un faible coefficient de transfert thermique hfi, ce qui a aussi un effet sur F_R. Le rayonnement I incident sur la plaque de l'absorbeur du capteur doit alors être dissipé dans l'environnnement, établissant ainsi un gradient de température (Tp-Ta) comme l'indique (8a).

A mesure que le débit massique augmente, F_R tend vers une valeur limite inférieure à 1. Cette valeur est fonction de la capacité thermique du fluide caloporteur et de la géométrie de la plaque d'absorption du capteur. Qu tend vers F_R .I lorsque la température du fluide à l'entrée et la température de la plaque sont voisines de la température ambiante. Augmenter le débit au-delà des valeurs recommandées peut donner lieu à des engorgements ou à de la cavitation découlant d'une turbulence accrue.

Les résultats sont indiqués à la figure 1. Comme prévu, un faible débit se traduit par un faible gain énergétique utile. Un débit de 0,0015 kg/(s.m^2) (10% du débit massique recommandé) diminue le gain énergétique utile d'environ 40%. Un débit massique supérieur à la valeur recommandée ne donne lieu qu'à des augmentations marginales du gain énergétique utile.

L'effet du débit massique sur Qu, F_R et F_RUL pour des débits de 0,0015 à 0,015 kg/(s.m^2) a été examiné de façon approfondie. La relation entre F_R et F_RUL et le débit massique m est donnée aux figures 2 et 3. Un tableau semblable peut être dressé pour tout capteur plan de géométrie connue. Il peut ensuite servir à l'ingénieur d'instrument de conception pour le choix et l'optimisation du matériel d'un système solaire.

4.2 Effet d'un écoulement réduit dans (n-1) rangées sur le rendement d'un groupe de n capteurs

On examiné un scénario dans lequel le débit massique dans (n-1) rangées a été réduit au profit de la nième rangée. On a fait varier le débit réduit de 0,0015 kg/(m^2.s) à 0,0075 kg/(m^2.s). Dans le cas des cinq rangées présentant le déséquilibre le plus marqué, quatre rangées débitaient 0,0015 kg/(m^2.s) tandis que la cinquième rangée débitait 0,069 kg/(m^2.s). Dans le cas des débits égaux, chaque rangée débitait 0,015 kg/(m^2.s). Voir le tableau 1.

Quel que soit le débit dans le capteur, l'ébullition du caloporteur pourrait poser un problème dans certaines conditions de température et de pression. La présente communication ne traite toutefois pas de ce problème.

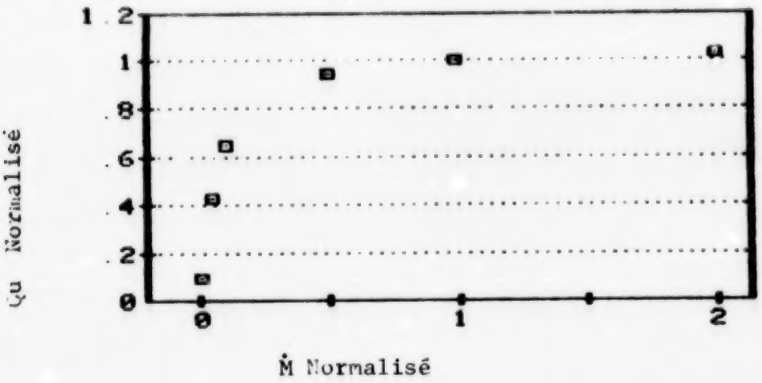

Fig. 1 Débit massique vs. energie captée.

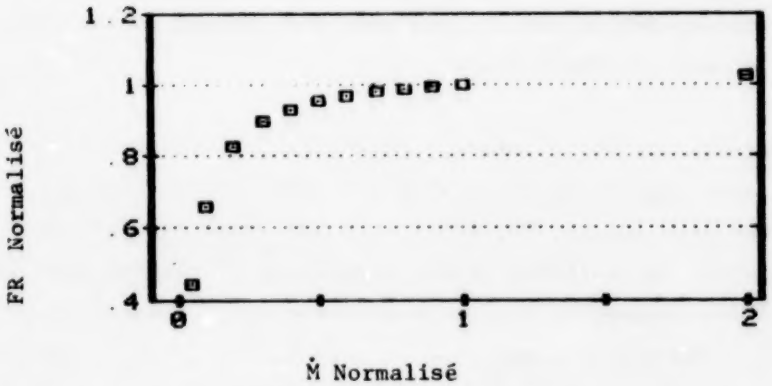

Fig. 2 Débit massique vs. FR

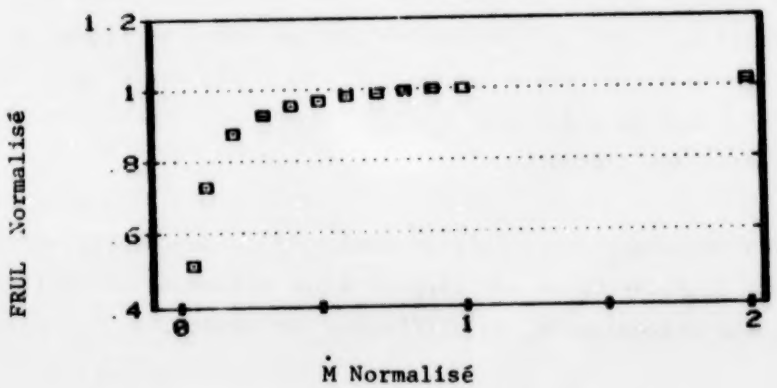

Fig. 3 Débit massique vs. FRUL

Débit réduit (dans 4 rangées) kg/(s m^2)	Débit (dans la 5e rangée) kg/(s m^2)	Qu normalisé
0,0015	0,069	0,724
0,0075	0,045	0,966
0,015	0,015	1,000

Tableau 1: Effet d'une réduction de débit dans (n-1) rangées sur de rendement d'un groupe de n capteurs

4.3 Effet d'un déséquilibre des débits sur le rendement d'un groupe de capteurs, tel que prévu par la simualtion Hardy Cross

Quatre groupes de capteurs ont été examinés. Le groupe n° 1 comportait deux rangées, 10 capteurs dans une rangée et 20 dans l'autre. Le deuxième groupe comportait cinq rangées avec 10, 20, 30, 40, 50 capteurs dans les rangées 1, 2, 3, 4 et 5 respectivement. Le troisième groupe comportait 10 rangées avec 10, 20 ... 100 capteurs dans les rangées 1, 2 ... 10 et le groupe n° 4 comportait 20 rangées avec 10, 20 ... 200 capteurs dans les rangées 1, 2 ... 20. Comme prévu dans le modèle mathématique, on suppose que la perte de charge dans une rangée est fonction du nombre de capteurs dans la rangée et du carré du débit massique. Cette supposition se traduit par un déséquilibre plus marqué que prévu dans les rangées. Comme le perte de charge est maximale dans les tubes verticaux et que le caloporteur ne traverse ces derniers qu'une fois, la seule autre perte de charge dans chacun des n capteurs disposés sur une rangée est fonction du débit accru dans le répartiteur des capteurs.

Le tableau 2 donne les résultats normalisés du déséquilibre des debits tel que prévu par l'algorithme de Hardy Cross par rapport à une situation d'équilibre. Comme il a été mentionné précédemment, la différence est minime.

Groupe n°	Nombre de rangées	Qu normalisé
1	2	0,995
2	5	0,987
3	10	0,984
4	20	0,980

Tableau 2: Effet d'un écoulement déséquilibré sur le rendement d'un groupe de capteurs tel que prévu par la méthode Hardy Cross

5. CONCLUSION

Un déséquilibre des débits n'a qu'un effet marginal sur l'énergie totale captée par le groupe de capteurs solaires, pourvu que le débit dans les tubes verticaux des capteurs soit égal ou supérieur à 35% de la valeur recommandée. Un groupe de capteurs solaires conçu avec un soin raisonnable, qui admet une circulation inverse ou de retour, ne bloque jamais et maintient une chute de pression dans les tubes verticaux d'au moins dix fois celle dans le répartiteur et le collecteur, sera bien équilibré dans la plupart des applications des capteurs plans.

Les systèmes solaires ne sont pas tous symétriques et le nombre de capteurs par rangée varie parfois. Une longueur de rangée variable ne modifie pas sensiblement l'équilibre des débits et la quantité totale d'énergie captée par le système.

Ces études théoriques ont montré qu'un équilibre des débits dans les canalisations parallèles d'un groupe de capteurs solaires n'a pas un effet déterminant sur le rendement de captage de l'énergie solaire.

6. RÉFÉRENCES

1 Dunkle, R.V. et Davey, E.T., "Flow Distribution in Absorber Banks," Communication présentée à la Melbourne International Solar Energy Society Conference (1970).

2 Agarwal, V.K. et Larson, D.C., "Calculation of the Top Loss Coefficient of a Flat-plate Collector," Solar Energy, Vol. 27, N° 1, 1981, pp. 69-71.

3 Duffie, J.A. et Beckman, W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, New York, 1980.

4 Streeter, V.L. et Wylie, E.B., Fluid Mechanics - Sixth Edition, McGraw-Hill Inc., Toronto, 1975.

5 Culham, J.R. et Sauer, P., "The Effects of Unbalanced Flow on the Thermal Performance of Collector Arrays." Proceedings of the ASME Solar Energy Division Fifth Annual Conference - Orlando, Flordia, 18-23 avril 1983.

APPENDICE

Le modèle thermodynamique décrit ci-dessous est élaboré séquentiellement à partir de principes de base. On calcule d'énergie recueillie par unité de surface des capteurs (Qu) en fonction de la géométrie des capteurs et du groupe de capteurs ainsi qu'en fonction de débit massique en huit étapes qui se prêtent au calcul intératif.

1. On suppose une température des plaques d'absorption Tp et on définit les autres paramètres du groupe de capteurs.
2. On détermine le coefficient de perte thermique des capteurs UL.
3. On détermine le rendement des ailettes F.
4. On détermine le facteur de rendement des capteurs F'.
5. On détermine le facteur de dissipation thermique des capteurs F_R.
6. On détermine l'énergie captée par unité de surface des capteurs Qu.
7. On calcule la température des plaques d'absorption des capteurs Tp.
8. On répète les étapes 1 à 7 ant que Tp à l'étape 7 n'est pas égal à Tp à l'étape 1.

Le modèle suppose que les rangées de capteurs sont reliées par des répartiteurs internes et que le fluide caloporteur monte du répartiteur à l'entrée jusqu'au collecteur à la sortie à travers les tubes verticaux.

Une étude de Dunkle et Davey montre que, dans les conditions d'écoulement d'un circuit de chauffe-eau, l'écoulement dans les tubes verticaux des capteurs est laminaire (1). Comme cette guide technique considère une gamme de faibles débits massiques, semblables à ceux étudiés par Dunkle et Davey, les équations de transfert de chaleur sont applicables à des écoulement laminaires.

Étape 1: On suppose une température des plaques d'absorption

L'algorithme suppose que la température des plaques Tp dans son test de convergence. Cette température apparaît dans les équations du coefficient de perte thermique UL, coefficient qui intervient directement dans plusieurs autres équations.

Étape 2: On détermine le coefficient de perte thermique des capteurs UL

La principale composante de UL est le coefficient de perte par le sommet Ut. Agarwal et Larson ont élaboré une formule pour calculer Ut suivant différentes inclinaisons des capteurs allant de 0° à 90° (2).

$$Ut = \left[\frac{N}{\frac{(C)}{(Tp)}\left(\frac{Tp - Ta}{N + f}\right)^{0.33}} + \frac{1}{hw} \right]^{-1} + \frac{\sigma (Tp + Ta)(Tp^2 + Ta^2)}{\left(\varepsilon p + 0.05N(1-\varepsilon p)\right)^{-1} + \left[\frac{2N + f - 1}{\varepsilon g}\right] - N} \qquad (1)$$

$$f = (1-0.04hw+0.005hw^2)(1+0.091N) \qquad (1a)$$

$$C = 250\ 1-0.0044(S-90) \qquad (1b)$$

où
- hw = coefficient de transfert covectif de chaleur dû au vent, $W/(m^2.°C)$
- N = nombre de vitrages transparents
- S = inclinaison des capteurs
- Tp = température des plaques, K
- Ta = température ambiante, K
- εp = émissivité des plaques d'absorption
- εg = émissivité du verre
- σ = constante de Stephan-Boltzmann

La plupart des paramètres de l'équation 1 peuvent être considérés comme constants pour un capteur donné. La température des plaques d'absorption Tp doit prendre une valeur arbitraire dans la première itération.

Le coefficient de perte par l'arrière Ub et le coefficient de perte par les bords Ue peuvent être calculés à partir de la géométrie du groupe de capteurs (3).

$$Ub = k/Lb \qquad (2a)$$

$$Ue = \frac{(k/Le) - Pc - Ct}{AA} \qquad (2b)$$

où k = conductivité thermique de l'isolant, W/(m.°C)
Lb = épaisseur de l'isolant à l'arrière, m
Le = épaisseur de l'isolant sur les bords, m

$$UL = Ut + Ub + Ue \qquad (3)$$

Pc = périmètre du capteur, m
Ct = épaisseur du capteur, m
AA = surface du capteur, m^2

Le coefficient de perte thermique des capteurs est la somme de trois composantes.

La perte par les bords est une fonction de la proximité des capteurs dans chaque rangée. Si les capteurs sont collés les uns sur les autres, Pc devrait être égal au périmètre extérieur du groupe de capteurs. Si les capteurs sont espacés, Pc devrait être la somme des périmètres de chaque capteur.

Étape 3: On détermine le rendement des ailettes, F

Le rendement des ailettes F peut être calculé comme suit:

$$F = \frac{\tanh\left[\dot{m}(W-D)/2\right]}{\dot{m}(W-D)/2} \qquad (4)$$

$$\dot{m} = \frac{UL}{k\delta} \qquad (4a)$$

où k = conductivité thermique de la plaque d'absorption, W/(m.°C)
δ = épaisseur de la plaque, m
W = espacement des tubes, m
D = diamètre intérieur des tubes, m

Étape 4: On détermine le facteur de rendement des capteurs, F'

Le facteur de rendement des capteurs F' est donné par:

$$F' = \frac{1/UL}{W\left(\frac{1}{UL\ (D + (W-D)\ F)} + \frac{1}{Cb} + \frac{1}{Di.hfi}\right)} \qquad (5)$$

où Cb = conductance des joints, W/(m.°C)
Di = diamètre intérieur des tubes, m
hfi = coefficient de transfert thermique à l'intérieur des tubes, $W/(m^2.°C)$

Le coefficient de transfert thermique hf vaut pour un écoulement laminaire complet. En général, cette valeur se situe entre 500 et 1000 $W/(m^2.°C)$ pour le débit recommandé.

Étape 5: On détermine le facteur de dissipation thermique de capteurs, F_R

Le facteur de dissipation thermique des capteurs F_R peut être calculé comme suit:

$$F_R = \frac{\dot{m}Cp}{AcUL}\left(1-e^{-(AcULF'/mCp)}\right) \qquad (6)$$

où $\dot{m}$ = débit massique par capteur, kg/s
Cp = chaleur spécifique de fluide caloporteur, J/(kg.°C)
Ac = surface par capteur, m^2

Étape 6: On détermine l'énergie captée par unité de surface des capteurs, Qu

L'énergie utile captée par mètre carré de capteur dans une rangée pour un débit massique donné est:

$$Qu = \frac{qu}{Ac} = F_R\left(\tau\alpha\, I - UL\,(Ti-Ta)\right) \qquad (7)$$

où qu = énergie utile captée, MJ
$I\tau\alpha$ = rayonnement horaire sur le plan du capteur, MJ/m^2
Ti = température à l'entrée du capteur, °C

Étape 7: On calcule la température de la plaque d'absorption, Tp

Une fois le gain énergétique utile établi, on peut vérifier la valeur arbitraire de la température de la plaque d'absorption en faisant le bilan énergétique de la plaque:

$$I\tau\alpha = Qu + UL\,(Tp-Ta) \qquad (8a)$$

On peut isoler Tp dans cette équation:

$$Tp = Ta + \frac{(I_{T\alpha} - Qu)}{UL} \qquad (8b)$$

Cette analyse est reprise pour chaque débit désiré. L'énergie utile captée par un groupe de capteurs Qt est donnée par la somme, pondérée par la surface d'une rangée de capteurs, de l'énergie utile fournie par chaque rangée.

$$Qt = \Sigma Ari.Qui \qquad (10)$$

où

Qt = énergie utile captée par un groupe de capteurs, MJ
Ari = surface des capteurs de la ième rangée, m^2
Qui = énergie utile captée par mètre carré dans la ième rangée, MJ/m^2

La perte de charge dans un groupe de capteurs peut être calculée comme suit:

$$hL = \Sigma Ni.K.\acute{m}i^2$$

où

hL = perte de charge, m
N = nombre de capteurs par rangée
K = constante de perte de charge, $(s^2.m)/kg^2$.
$\acute{m}$ = débit massique par rangée

La constante K a été calculée à partir de données:

$$K = KK/\dot{m}^2$$

KK = perte de pression à un débit massique connu ($\dot{m}$), m

Le débit massique par rangée ($\dot{m}$) peut être déterminé à l'aide du programme Hardy Cross (4) pour une disposition donnée des capteurs.